МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Кафедра будівельних і дорожніх машин ім. А.М. Холодова

Всеукраїнської науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти і молодих учених

«ІННОВАЦІЙНІ РІШЕННЯ ПО ПІДВИЩЕННЮ ЕФЕКТИВНОСТІ БУДІВЕЛЬНИХ, ДОРОЖНІХ І ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН»

Випуск 11

Збірник статей і тез доповідей

16 жовтня 2024
Харків 2024 р.

УДК 394.46+625.08:0.01.8+625.087+621.873/.875+621

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

Фідровська Н.М.	професор, д.т.н., ХНАДУ, головний редактор
Кириченко І. Г.	професор, д.т.н., ХНАДУ
Супонев В. М.	професор, д.т.н., ХНАДУ
Щербак О. В.	доцент, к.т.н., ХНАДУ, заст. головного редактора
Пімонов І. Г.	доцент, к.т.н., ХНАДУ заст. головного редактора
Рагулін В. М.	доцент, к.т.н., ХНАДУ заст. головного редактора

EDITORIAL BOARD

N.Fidrovska	Prof., Dr. Sc., Eng., KhNAHU Editor-in-chief
I. Kyrychenko	Prof., Dr. Sc., Eng., KhNAHU
V.Suponev	Prof., Dr. Sc., Eng., KhNAHU
O. Shcherbak	Ass. Prof., Can. Sc., Eng., KhNAHU, Deputy editor-in- chief
I. Pimonov	Ass. Prof., Can. Sc., Eng., KhNAHU Deputy editor-in- chief
V. Ragulin	Ass. Prof., Can. Sc., Eng., KhNAHU Deputy editor-in- chief

З М І С Т

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МОДЕЛЮВАННЯ

Мілих А.О. МОЖЛИВОСТІ ВІРТУАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ КОМП'ЮТЕРНОЇ 3D МОДЕЛІ ГІДРАВЛІЧНОГО ЕКСКАВАТОРА……	7
Мілих А.О., Бакаєв Д.І., Емельяненко І.І. СТАТИСТИЧНИЙ АНАЛІЗ СВІТОВОГО ВИРОБНИЦТВА УНІВЕРСАЛЬНИХ ГІДРАВЛІЧНИХ ЕКСКАВАТОРІВ…….	11
Гурко В.О., КЕРУВАННЯ ФРОНТАЛЬНИМ НАВАНТАЖУВАЧЕМ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ МАШИННОГО НАВЧАННЯ……	15
Ляпко Д.Є. ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ ГОЛОВНОЇ БАЛКИ МОСТОВОГО КРАНУ В ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ…….	19
Кириченко О.Л. ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ ЕКСКАВАТОРНОГО РОБОЧОГО УСТАТКУВАННЯ ОБЛАДНАНОГО ВІБРОУЩІЛЬНЮВАЧЕМ……	24
Спесивцев А.Ю. ДОСЛІДЖЕННЯ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА ЗУСИЛЛЯМ В 340 кН ДЛЯ НАХИЛУ СТРІЛИ БУРИЛЬНО-КРАНОВОЇ МАШИНИ……..	29
Колісник О.В. РОЗРАХУНОК І ДОСЛІДЖЕННЯ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА ОБЕРТАННЯ РОБОЧОГО ОРГАНУ БУРИЛЬНО-КРАНОВОЇ МАШИНИ БКМ-2М……..	32
Колісник К.В. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА ЗАДНЬОГО НАВІСНОГО ОБЛАДНАННЯ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ХТЗ-181.22……	35
Бугаєнко Д.В. ДОСЛІДЖЕННЯ ПОВНОПРИВІДНОЇ БУДІВЕЛЬНОЇ МАШИНИ	38
Луста Ю. Р. ПІДХІД ДО ВИЗНАЧЕННЯ МАКСИМАЛЬНОГО ВИЛЬОТУ РОБОЧОГО ОРГАНУ ПІД ЧАС РОБОТИ ЛІСОВОЇ МАШИНИ З ВАНТАЖЕМ ВІДОМОЇ ВАГИ……	42
МАШИНИ ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ	
Borsch Y.O. STUDY OF THE INFLUENCE OF THE LONGITUDINAL SLOPE OF THE BEARING SURFACE ON THE TRACTION CAPABILITIES OF A WHEELED EARTH-MOVING MACHINE…….	48
Kusterskyi O.E. ANALYSING THE PROCESS OF FORMATION OF DIGGING RESISTANCE FORCES BY BULLDOZER BLADE. PART 1……	55
Омельяненко К.А. ПІДВИЩЕННЯ ТЯГОВИХ ЯКОСТЕЙ НАПІВПРИЧІПНОГО СКРЕПЕРА……	60
Сумінов А.В. ПРОЄКТУВАННЯ АВТОГРЕЙДЕРА НА БАЗІ МОДУЛЬНОГО ШАРНІРНОГО ТЯГАЧА……	65
Артемов А.С. АНАЛІЗ МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЗМУ КРОКУВАННЯ ЕКСКАВАТОРА-ДРАГЛАЙНА…..	69

Куряной Д.О. АНАЛІЗ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ КРИВОШИПНО-ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ НА ДОВЖИНУ ХОДУ ЕКСКАВАТОРА-ДРАГЛАЙНА З ВИКОРИСТАННЯМ ПОВНОГО ФАКТОРНОГО РОЗРАХУНКОВОГО ЕКСПЕРИМЕНТУ……	73
Максим Дубінін. ТЕНДЕНЦІЇ СТВОРЕННЯ ТА МОДЕРНІЗАЦІЇ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ ……..	76
Жемчугов Е.О. ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ НА ХОДОВЕ ОБЛАДНАННЯ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ……..	80
Завтур Д.Л. ПРОЕКТУВАННЯ РОБОЧОГО ОРГАНУ ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА……..	84
Степанюк Б. І., Холоденко В. ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНОГО ЗАКОНУ РОЗПОДІЛУ НОРМАЛЬНОГО ТИСКУ НА ФРОНТАЛЬНУ (ЛОБОВУ) ПЛОЩИНУ ЗЕМЛЕРИЙНОГО РОБОЧОГО ОРГАНА……..	88
ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ	
Штода В.С., Соколенко П. ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ОБОЛОНКИ ШАХТНИХ БАРАБАНІВ…….	95
Хурсенко С.О., Олейнік М., ВПЛИВ КІЛЕЦЬ ЖОРСТКОСТІ НА НАПРУЖЕННЯ В КАНАТНОМУ БАРАБАНІ……	100
Заярний Д.Ю. ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ, ВИНИКАЮЧИХ ПРИ НАЇЗДІ МОСТОВОГО КРАНУ НА БУФЕРНІ ПРИСТРОЇ..	104
Козуб В.Р ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ АСПЕКТІВ КРАНІВ, ПРАЦЮЮЧИХ НА ВІДКРИТИХ МАЙДАНЧИКАХ……..	108
Тур М.О., Приходько Я.Є. ВИКОРИСТАННЯ АВТОМАТИЧНОГО УПРАВЛІННЯ МЕХАНІЗМОМ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ БАШТОВОГО КРАНА……	112
Фролов О.Д., Хачатурян О.С. ВИКОРИСТАННЯ МІКРОКОНТРОЛЕРІВ ПРИ УПРАВЛІННІ КРАНАМИ……	116
Руждєв О.К., Ширінський М.Є. ВИКОРИСТАННЯ ПЛАТФОРМИ ARDUINO ПРИ УПРАВЛІННІ КРАНАМИ……	120
ТРИБОЛОГІЯ, ЄКСПЛУАТАЦІЯ ТА КОНТРОЛЬ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ	
Петрушев М.М. РОЗВИТОК НАПРЯМУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНІХ МАШИН …….	126
Кухтін І.Р. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ПО ПІДВИЩЕННЮ ЕФЕКТИВНОСТІЕКСПЛУАТАЦІІ РОБОТИ ЕКСКАВАТОРА ЕО-4321…….	129
Цопа Д.І. ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОГРЕЙДЕРІВ ……	133
Гашенко В. В.. АНАЛІЗ ВПЛИВУ ГРАНИЧНОГО ШАРУ ПАР НА ЗНОС ПОВЕРХОНЬ ТЕРТЯ БДМ……	136

Ісаєв Д.В. АНАЛІЗ ВПЛИВУ МІКРОГЕОМЕТРІЇ НА ЗНОС В ПАРІ ТЕРТЯ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО НАСОСУ ТИПУ 223.20 В ПРИСУТНОСТІ МАСТИЛЬНОГО СЕРЕДОВИЩА…….	139
Пикавчук В. ДОСЛІДЖЕННІ ПРОЦЕСІВ ТЕРТЯ І ЗНОШУВАННЯ ТРИБОСПОЛУЧЕННЯ, ЯК ДИНАМІЧНОЇ ДИСИПАТИВНОЇ СИСТЕМИ…….	146
Азаров В. СТАРІННЯ МОТОРНОГО МАСТИЛА ЯК ЧИННИК, ЩО ВПЛИВАЄ НА СКОРОЧЕННЯ ТЕРМІНУ ЙОГО СЛУЖБИ В ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНІХ МАШИН……	149
ІНШІ ДОСЛІДЖЕННЯ	
Каніщев К.І**.** СИСТЕМА МОНІТОРИНГУ ТА ДІАГНОСТИКИ ДЛЯ ОПЕРАТИВНОГО ВИЯВЛЕННЯ ПРОБЛЕМ……..	154
Вовк М.Д. ТЕХНІЧНА СКЛАДОВА БЛОКУ КЕРУВАННЯ СИСТЕМИ МОНІТОРИНГУ ТА ДІАГНОСТИКИ ДЛЯ ОПЕРАТИВНОГО ВИЯВЛЕННЯ ПРОБЛЕМ…….	158
Бляшинець Ю.І. ПОКРАЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЛІСОТРАНСПОРТНИХ МАШИН У ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ……	162
Ребрик Б.Д. СУЧАСНИЙ СТАН ВІТРОЕНЕРГЕТИКИ В УКРАЇНІ, ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ПОТЕНЦІАЛ ВІТРУ ……..	167
Мірошник В.А. ВИДИ ТА ПРИЗНАЧЕННЯ БУДІВЕЛЬНИХ РОБОТІВ……..	173
Коваль Д.О. ІНТЕЛЕКТУАЛЬНІ ДАТЧИКИ В БОРТОВИХ ІНФОРМАЦІЙНО-ВИМІРЮВАЛЬНИХ СИСТЕМАХ ДОРОЖНІХ МАШИН…….	177
Коваль Д.О. ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА РОБОЧІ ОРГАНИ ДОРОЖНІХ МАШИН……..	187
Шепелинська Г.С. РОЛЬ ЦИФРОВИХ ДВІЙНИКІВ В ДІАГНОСТИЧНИХ СИСТЕМАХ ДОРОЖНІХ МАШИН……	197
Твердохліб О. О. ПОЧАТКОВІ ДОСЛІДИ ЗАСТОСОВУВАННЯ МОДИФІКАТОРА СКЛАДУ TREVITAN ПІД ЧАС ПИЛЯННЯ ДЕРЕВИНИ НА СТРІЧКОВОПИЛКОВОМУ ВЕРСТАТІ…….	202
Барабаш Б. З**.** УДОСКОНАЛЮВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ СИТА БАРАБАННОГО ПОДРІБНЮВАЧА ДЕРЕВИНИ……..	204
Клевцов Є.Є. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ УЩІЛЬНЕННЯ ҐРУНТУ ПІД ТРУБОПРОВОДОМ ПІД ЧАС ЇХ ВИБІРКОВОГО КАПІТАЛЬНОГО РЕМОНТУ	207
Карпенко Є.С., ІНТЕЛЕКТУАЛЬНІ ТЕХНОЛОГІЇ ВИМІРЮВАННЯ ШУМУ В РОБОЧІЙ ЗОНІ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ СИСТЕМ……	211
Крайнюк М.Ю. ВИКОРИСТАННЯ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ СИСТЕМ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ ТА ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНІХ МАШИН……	214
Бакаєв Д.І. АНАЛІЗ КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ УНІВЕРСАЛЬНИХ ГІДРАВЛІЧНИХ ЕКСКАВАТОРІВ……..	217

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МОДЕЛЮВАННЯ



МОЖЛИВОСТІ ВІРТУАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ КОМП'ЮТЕРНОЇ 3D МОДЕЛІ ГІДРАВЛІЧНОГО ЕКСКАВАТОРА

Мілих А.О. студент

Науковий керівник – професор, д.т.н. Кириченко І.Г.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Розроблена 3D модель екскаватора в середовищі Autodesk Inventor, що представлена у збірнику статей і тез доповідей [1], дозволяє проводити над нею різні дослідження.

Наприклад, у середовищі Stress Analysis в Autodesk Inventor можна проводити різноманітні дослідження для оцінки міцності та надійності механічних конструкцій.

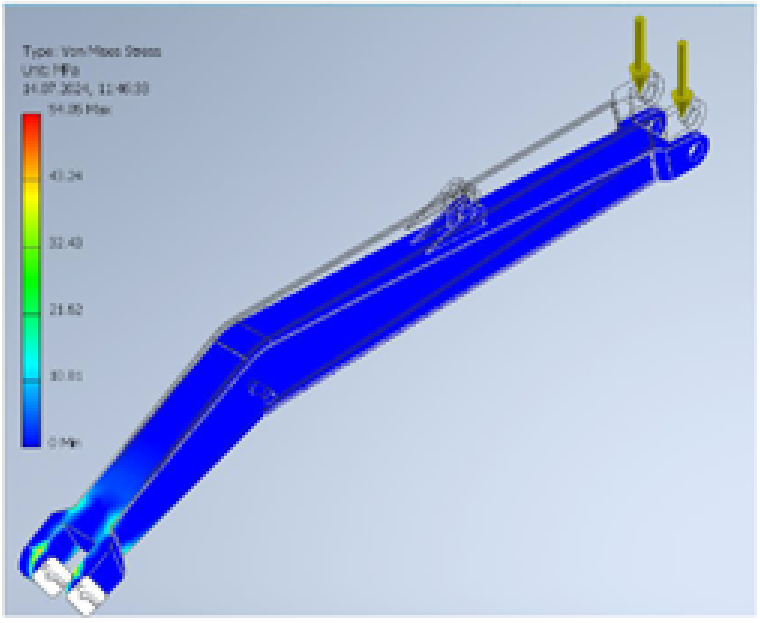


Рисунок 1 – Епюри розподілення еквівалентних напружень по Мізесу

Окрім дослідження конструкцій на міцність, можливе визначення напружень під впливом статичних навантажень, модальний аналіз (визначення власних частот і форм коливань конструкцій) – що може бути корисним при

оцінці ризику резонансу під час експлуатації. Аналіз теплових напружень, що виникають через нерівномірний нагрів або охолодження.

Аналіз контактних напружень, що також є важливою складовою механічного аналізу, дозволяє інженерам проводити дослідження для оцінки міцності та надійності контактних зон, що можуть виникати в зубчастих передачах, підшипниках, кулькових, роликових та болтових з'єднаннях та інших деталях, між якими виникають певні тривалі контакти.

На конструкцію можуть діяти різні навантаження, викликані зовнішніми факторами. Autodesk Inventor дозволяє зробити оцінку стійкості конструкції до втрати рівноваги під дією таких навантажень а також попереджати про можливості виникнення прогину або інших деформацій у конструкції.

Окрім аналізу всієї конструкції, також можливе дослідження її елементів, таких як болтові з'єднання або аналіз зварних швів. Метою дослідження болтових з'єднань є перевірка, чи витримують болтові з'єднання задані навантаження без перевищення допустимих напружень або, наприклад це може бути аналіз циклічних навантажень для оцінки ризику втомного руйнування болтів і гайок. Метою аналізу зварних швів може бути, наприклад виявлення можливих дефектів у зварних швах, таких як пори, тріщини або неповні проплавлення, які можуть вплинути на міцність з'єднання; визначення оптимальних параметрів зварювання (товщина шва, тип зварювання) для забезпечення максимальної міцності та довговічності з'єднання.

Завдяки тому, що можна побачити як розподіляються напруження, що виникають в конструкціях, середовище Autodesk Inventor дозволяє оптимізувати геометрію конструкції, її деталей для зменшення ваги при одночасному збереженню міцності. Водночас можна підбирати найбільш ефективні матеріали для конструкції.

Іншим середовищем Autodesk Inventor є Dynamic Simulation, в якому можна проводити різні дослідження, пов'язані з динамічною поведінкою механічних систем. Аналіз кінематики і динаміки механізмів дозволяють розуміти і оптимізувати рух та взаємодію компонентів системи. Він дозволяє визначати траєкторії, швидкості і прискорення рухомих частин механізмів. Також аналіз в цьому середовищі допомагає шукати оптимальні параметри руху і конструкції для забезпечення максимальної ефективності та мінімізації витрат енергії.

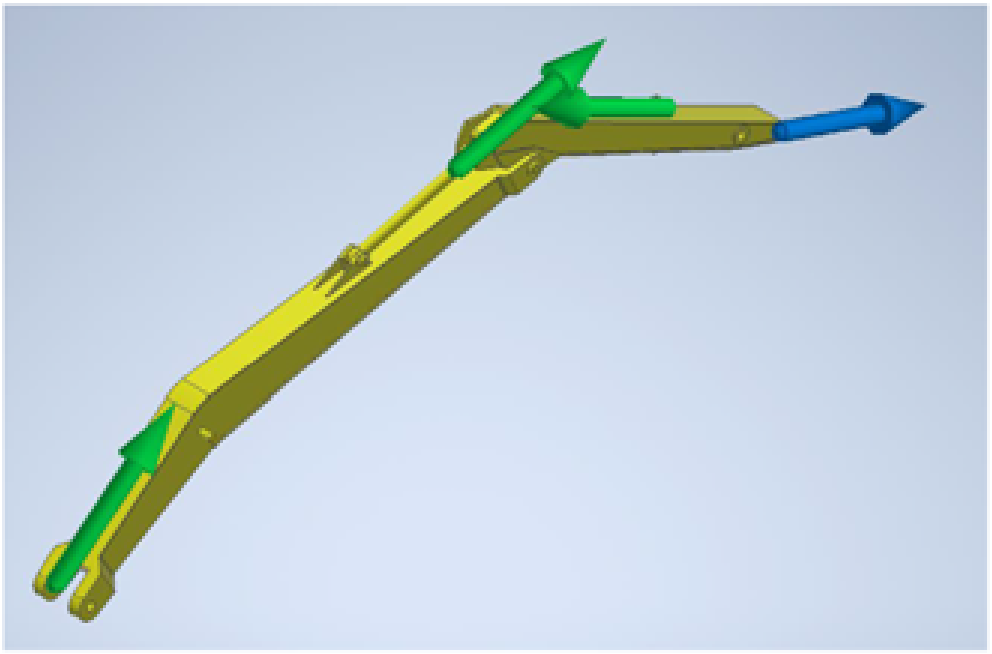


Рисунок 2 – Можливості аналізу робочого обладнання екскаватора в Dynamic Simulation

Аналіз динамічних систем, дослідження конструкцій з пружними елементами, аналіз приводних моделей – це не весь список можливостей Dynamic Simulation, що дозволяють краще розуміти поведінку роботи ланок, а отже це дає можливості впливати на них, підвищуючи їх ефективність.

Висновки

Обидва середовища Autodesk Inventor дозволяють проводити широкий спектр як статичних так і динамічних досліджень різної складності. Всі ці

дослідження є критично важливими для забезпечення міцності, надійності, ефективності та безпеки конструкції. В окремих випадках ці дослідження допомагають оптимізувати дизайн конструкції для зменшення матеріальних витрат при цьому зберігаючи свої механічні властивості.

Література

1. Бакаєв Д.І., Мілих А.О. Графічне моделювання гідравлічних екскаваторів. «Наука та технології у сучасному розвитку галузевого машинобудування». Збірник статей і тез доповідей. ХНАДУ, Харків, 2023, №10, С. 20-24.

2. Мілих А.О., Бакаєв Д.І. Моделювання гідравлічного екскаватора. «Наука та технології у сучасному розвитку галузевого машинобудування». Збірник статей і тез доповідей. ХНАДУ, Харків, 2023, №10, С. 6-10.

3. Методичні вказівки до вирішення завдань на практичних роботах з дисципліни «Проектування металоконструкцій» / ХНАДУ; уклад.: О.В. Ярижко, О.В. Щукін, В.М. Рагулін, А.М. Холодов, О.М. Чаплигіна – Х., 2018 – 44 с.

4. Kutsenko A. Structural Mechanics: The calculations of complex beams and trusses: Textbook. Part 1, K.: NUBiP of Ukraine, 2022, 184 c.

5. Динамічне моделювання механізмів верстатів та машин в Autodesk Inventor: навч. посіб. Навчальне електронне видання. [для студ. вищ. навч. закл.] / В.М. Гейчук, С.В. Вакуленко. - Київ: НТУУ "КПІ", 2015. – 167 с.

СТАТИСТИЧНИЙ АНАЛІЗ СВІТОВОГО ВИРОБНИЦТВА УНІВЕРСАЛЬНИХ ГІДРАВЛІЧНИХ ЕКСКАВАТОРІВ

Мілих А.О., Бакаєв Д.І., Емельяненко І.І.
Науковий керівник д.т.н., професор Кириченко І.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Виробниками екскаваторів є такі фірми і корпорації як: Komatsu, Hitachi, Liebherr, Volvo, Caterpillar, JCB, Kobelco, Doosan, Hyundai, Terex, Case, Atlas, New Holland, Menzi-Muck і деякі інші. Розглянемо номенклатуру виробництва деяких фірм. Перші **гідравлічні екскаватори Komatsu** були випущені ще в 1968 році в Японії. З тих пір японська компанія досягла статусу найбільшого виробника гусеничних екскаваторів в світі. Гусеничний екскаватор PC300LC – один з найбільш вдалих варіантів великовагової будівельної техніки. Компанія-виробник подбала не лише про надійність, інноваційні рішення і продуктивності, але також проявила турботу про навколишнє середовище, встановивши двигун, який повністю відповідає європейським стандартам якості.



Рисунок 1. Екскаватори виробництва Komatsu і Hitachi.

Компанія Hitachi півстоліття займається розробкою та виробництвом будівельної техніки. Вона пропонує світовому ринку найширший асортимент гідравлічних екскаваторів різних моделей: від однотонних міні-екскаваторів

Zaxis до 800-тонних кар'єрних гігантів EX. Нова гідравлічна система у поєднанні з новим двигуном забезпечує ефективне використання енергії гідроприводу для збільшення швидкості робочих рухів, підвищення продуктивності та паливної економічності. Високопродуктивний екскаватор з грейферним ковшем на телескопічній рукояті дозволяє здійснювати копання на глибині до 30 метрів і завантаження самоскидів з малою тривалістю робочого циклу, що підвищує продуктивність. Компанія Hitachi має великий досвід у проектуванні та виробництві навіть таких складних машин, як екскаваторів для знесення будівель та споруд. Флагманом модельного ряду лінійки руйнівників є ZX1000K, здатна забезпечити висоту руйнування до 40 метрів.

Liebherr спеціалізується на випуску екскаваторів середнього і важкого класів, а також машин призначених для роботи у кар'єрах. Гусеничні екскаватори Liebherr випускаються масою від 14 до 101 тонн. Потужність двигуна становить 76 – 400 кВт. Об'єм ковша дорівнює 0,17 –6,5 куб. Маса кар'єрних екскаваторів складає 110-800 тонн, потужність двигуна дорівнює 504 - 2984 кВт, об'єм ковша - від 6,8 до 42куб. Все робоче обладнання - ківш прямої лопати, ківш зворотної лопати, обладнання для розбирання будівель та для перевалки вантажів - виготовляється компанією Liebherr.



Рисунок 2. Екскаватори Liebherr спеціального призначення.

Марка Volvo більш відома, як виробник легкових автомобілів. Концерн Volvo був заснований в далекому 1915 році. Але починаючи з 50-х років минулого сторіччя Volvo також випускає гідравлічні екскаватори. В наш час підприємства Volvo виготовляють самоскиди, автобуси, навантажувачі, двигуни і навіть дещо військового призначення.

Корпорація JCB має 18 заводів, що знаходяться на чотирьох континентах: одинадцять з них — в Великій Британії, три в Індії и по одному в США, Китаї, Німеччині та Бразилії. JCB випускає 16 моделей екскаваторів (5 моделей колісних і 11 моделей гусеничних). Крім цього, JCB виробляє велику кількість тракторів різноманітного призначення, а на їх базі навантажувачів, або екскаваторів-навантажувачів.

На рисунку 3. Показано кількість моделей екскаваторів трьох відомих фірм, які мають найбільшу чисельність моделей. Всього було розглянуто 11 фірм, що виробляють екскаватори.

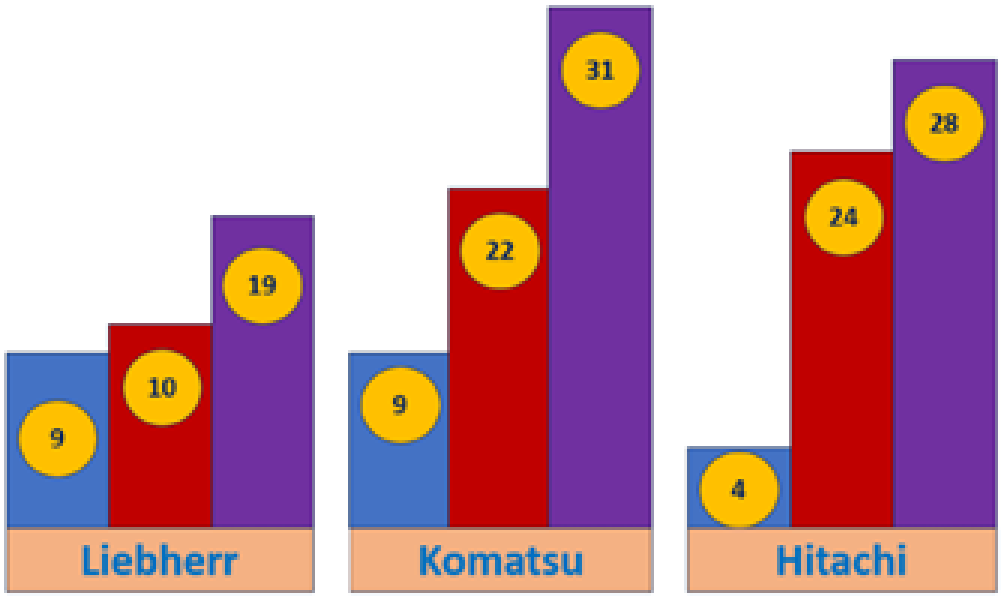


Рисунок 3. Кількість моделей екскаваторів: колісних, гусеничних, загальна кількість моделей.

Одним з потужних виробників екскаваторів є фірма Doosan з Південної Кореї. Крім екскаваторів ця фірма випускає іншу будівельну техніку, а також

двигуни, броньовані транспортні засоби, ракетні комплекси і станки з програмним керуванням. З 1985 року Doosan починає випуск екскаваторів серії Solar, а вже через два роки випуск цих машин перевищив 10 тисяч одиниць. Doosan входить в рейтинг 10-ти найпотужніших виробників будівельної техніки.

Історія Kobelco починається у 1905 році, коли була заснована фірма «Kobe Seikosho». Свій перший екскаватор, який одночасно став першою спеціальною машиною, виготовленою в Японії, компанія випустила у 1930 році. Kobelco спеціалізується на важкій техніці: крани, екскаватори, ковшові навантажувачі. Техніка Kobelco випускається на заводах, розташованих у трьох країнах: Японії, Китаї та Таїланді. Наразі виробляє екскаватори з масою від 1 до 137 тон та об'ємом ковша від 0,022 до 5,1 м^3.

Висновки

Виробниками екскаваторів є потужні машинобудівні фірми, компанії і корпорації. Вони виготовляють не тільки екскаватори, а іншу будівельну техніку: навантажувачі, автогрейдери, скрепери, бульдозери, харвестери, а також машини лісогосподарсьеого і сільскогосподарського призначення.

Найбільшу номенклатуру в машинобудівній царині має німецький промисловий гігант Liebherr. Крім перелікованих типів обладнання він випускає велику кількість вантажо-підйомних машин – баштових і самохідних кранів, кар'єрних екскаваторів, навантажувачів і самоскидів.

Будівельні екскаватори можуть мати об'єми ковшів від 0,2 до 1,5 м^3 для колісних машин і від 0,2 до 5 м^3 для гусеничних. В цьому дослідженні розглядалися дві типорозмірні групи колісних екскаваторів і 5 груп гусеничних.

Література

1. Intelligent machine solutions drive revamped services portfolio at bauma 2016 [Електроний ресурс]. - Режим доступу : http://www. volvoce.com/constructionequipment/corporate/engb/press_room/construction_shows_2016/bauma_munich_new/_layouts/CWP.Internet.VolvoCom/NewsItem.aspx?News.ItemId=151714&News.Language=en-gb (дата звернення 16.07.2024).
2. Cat Grade for Excavators [Electronic source]. URL: http://www.cat.com/en_US/articles/support/technology/grade-control-excavators.html (дата звернення 16.07.2024).
3. Веб-сайт. URL: https://specmachinery.com.ua/news/build/12133-hitachi-predstavila-shist-novikh-modelej-ekskavatoriv (дата звернення 06.08.2024).
4. Веб-сайт. URL: https://www.komatsu.jp/en/aboutus/innovation/technology (дата звернення 10.08.24).

КЕРУВАННЯ ФРОНТАЛЬНИМ НАВАНТАЖУВАЧЕМ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ МАШИННОГО НАВЧАННЯ

Гурко В.О., аспірант

Науковий керівник д.т.н., професор Кириченко І.Г.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Фронтальні навантажувачі це багатоцільові машини, які широко використовуються у будівництві для транспортування сипучих матеріалів, таких як грунт, гравій, камінь тощо. Внаслідок того, що автоматизація фронтальних навантажувачів є шляхом зменшення витрат та підвищення безпеки їх експлуатації, цьому питанню приділяється велика увага [1-2]. При вирішенні завдання автоматизації навантажувача одним з основних завдань є

автоматизація наповнення ковша. Більшість робіт, що присвяченні цьому питанню використовують математичні моделі робочого обладнання навантажувача та робочого матеріалу (грунту, гравію тощо), з яким воно взаємодіє. Проте керування процесом наповнення ковша на основі модельно-орієнтованого підходу стикається зі складністю побудови моделі робочого середовища, властивості якого можуть змінюватися навіть в межах одного забою, та сил його взаємодії з ковшем [3]. Тому завдання автоматичного заповнення ковша все ще зістається актуальним.

Перш ніж проєктувати систему керування, розглянемо, як виконує процес зачерпування досвідчений оператор. Цей процес можна розділити на три етапи (рис. 1): наближення до забою, наповнення ковша і рух від забою. На першому етапі навантажувач рухається до забою з постійною швидкістю близько 3 км/год, а ківш орієнтується горизонтально на рівні, що визначається точками контакту коліс навантажувача з грунтом. На другому етапі оператор одночасно регулює підйом і нахил ковша, а також положення дросельної заслінки двигуна, щоб завантажити якомога більше матеріалу за найкоротший проміжок часу, уникаючи при цьому прослизання коліс. При цьому якщо ківш проникне занадто глибоко в матеріал, то можливе перевантаження робочого обладнання. Якщо ж почати підйом ковша занадто рано, то є ризик, що ківш завантажиться неповністю. На третьому етапі ківш повертається доти, доки не відбудеться відрив і ківш не вийде із забою.

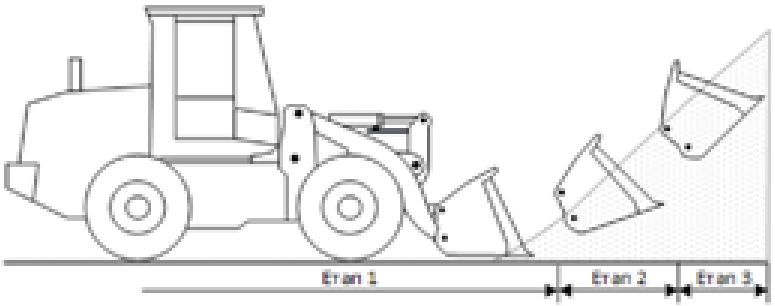


Рисунок 1 – Етапи наповнення ковша матеріалом

Найбільш відповідальним є другий етап, тому саме нього будемо розглядати як об’єкт автоматизації.

У якості підходу щодо автоматичного керування ковшем навантажувача на цьому етапі пропонується метод навчання з підкріпленням (НП). НП це підхід до машинного навчання, коли об'єкт керування (агент) навчається через взаємодію з навколишнім середовищем, отримуючи нагороди за правильні дії та покарання за помилки (рис. 2). Основна перевага використання НП полягає в тому, що воно не потребує заздалегідь визначеної структури керування і може досліджувати навколишнє середовище для знаходження ефективного керування.

У відповідності до рис. 2 роль агента виконує система керування навантажувачем. Середовищем є фізичні властивості матеріалу, з яким працює навантажувач. Стан – це як поточні параметри самого навантажувача (кута нахилу ковша, швидкість руху навантажувача), так й сили опору матеріалу переміщенню ковша. Дією є керуючий вплив на виконавчі органи навантажувача. Винагородою є певна функція, за допомогою якої оцінюється ефективність виконаних дій. Критерієм ефективності може бути, наприклад, зменшення енергетичних витрат на виконання процесу навантаження ковша. Як правило в основі функції винагороди лежить функція Беллмана.

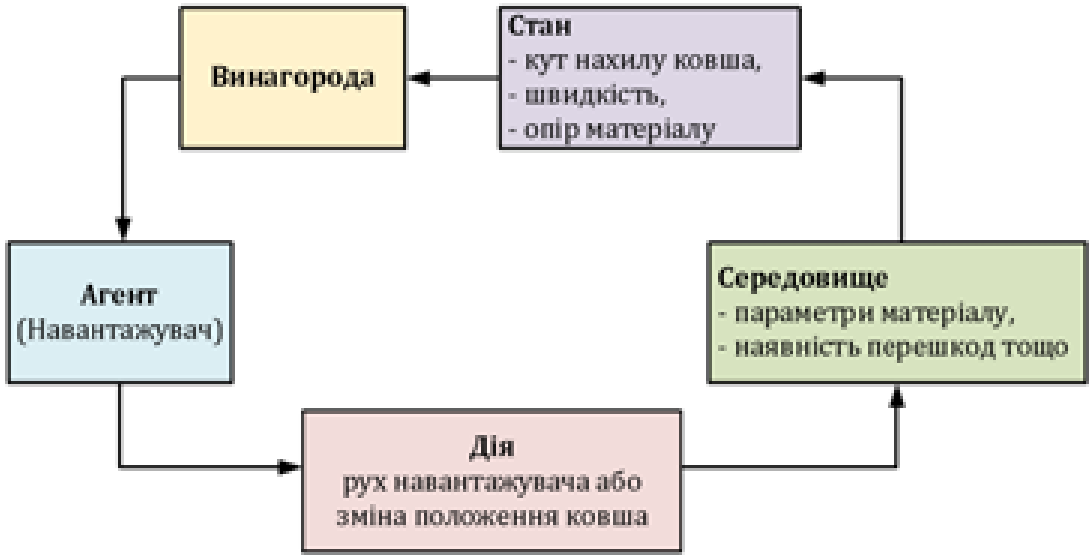


Рисунок 2 – Структура системи керування навантажувачем з підкріпленням

Важливим етапом є обґрунтування найбільш ефективного алгоритму навчання. Переважна більшість сучасних НП-алгоритмів ґрунтуються на принципах Q-навчання. Проте алгоритм Q-навчання ефективний лише для розв'язання відносно простих задач, тому можливо доцільним є використання нейронних мереж. На дослідження цього питання буде спрямована наступна робота.

Література

1. Cao, B., Liu, X., Chen, W., Li, H., & Wang, X. (2023). Intelligentization of wheel loader shoveling system based on multi-source data acquisition. *Automation in Construction*, 147, 104733. https://doi.org/10.1016/j.autcon.2022.104733

2. Гурко О. Г., Гурко В. О., Кучеренко А. Ю. Керування рухом фронтального навантажувача за заданою траєкторією. *Вісник ХНАДУ*, 2023, вип. 101, т. 1. С. 26–34. https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.0.26

3. O. Luengo, S. Singh, H. Cannon. Modeling and identification of soil-tool interaction in automated excavation. *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. Innovations in Theory, Practice and Applications*, 1998, 1900–1906. https://doi.org/10.1109/IROS.1998.724873

ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ ГОЛОВНОЇ БАЛКИ МОСТОВОГО КРАНУ В ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ

Ляпко Д.Є., магістр

Науковий керівник – доцент, к.т.н Ярижко О.В.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Питанням динаміки пересування вантажопідйомних машин присвячено велику кількість робіт. В даний час накопичився величезний досвід вивчення динаміки механізмів мостових кранів. У роботах викладено методики визначення сил, наведено розрахункові схеми механізмів. Як правило, вантажопідйомні машин (ВПМ), які досліджуються, представляються у вигляді багатомасових динамічних моделей (розрахункових схем), що складаються з зосереджених наведених мас, з'єднаних між собою пружно-в'язкими зв'язками.

Рух цих моделей у перехідних режимах описується системами диференційних рівнянь, на підставі вирішення яких, з урахуванням зроблених припущень, формулюються якісні та кількісні висновки про динамічні навантаження, що діють на елементи ВПМ [1,2,3].

Проведений огляд інформаційних джерел свідчить, що особливе значення набуває можливість на підставі вхідних даних приводу змоделювати процес розгону і в результаті отримати основні динамічні характеристики, такі як швидкість, прискорення, шлях, кут відхилення вантажних канатів від вертикалі, час розгону та ін.

Для проведення досліджень динамічних процесів вантажопідйомних кранів мостового типу та оптимального підбору динамічних характеристик,

тобто. для проектування динамічної системи в роботі було використано середовище "Динамічне моделювання" програми Autodesk Inventor.

Об'єктом дослідження є процес горизонтального переміщення мостового крану.

Метою дослідження є розробка імітаційної моделі механічної системи в пакеті "Динамічне моделювання" Autodesk Inventor для дослідження динаміки перехідних процесів багатоланкових механічних об'єктів.

В межах дослідження було обрано декілька варіантів закону зміни швидкості приводних коліс крана (рис. 1), а саме:

– "Лінійна послідовність"

– "Кубічна послідовність " – кубічна функція описується за допомогою полінома 3-го ступеня

– "Модифікований трапезоід " – це лінійно наростаюча/спадна функція синуса/косинуса.

–"Сплайн" – координати точок (вузлів кривої сплайн-інтерполяції), через які проходить сплайн.

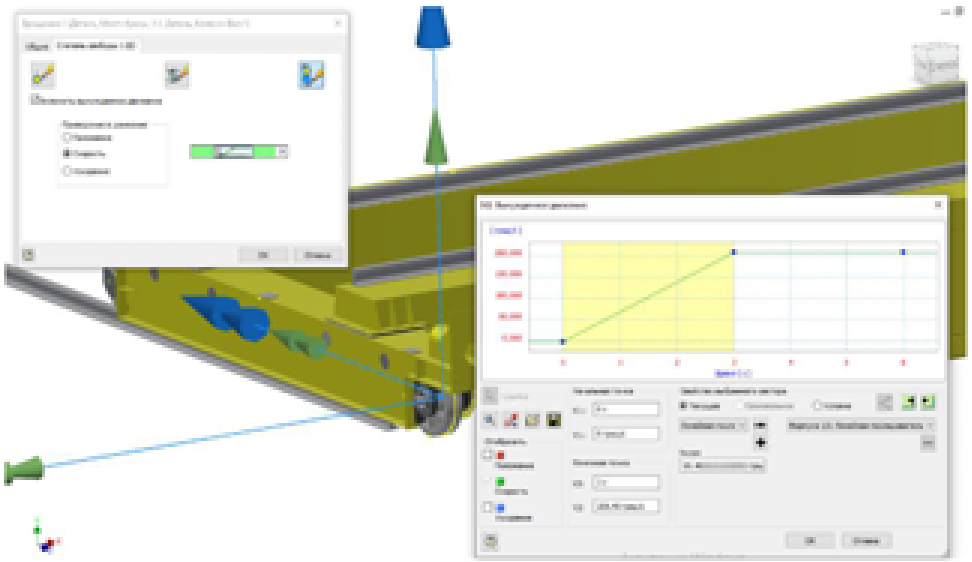
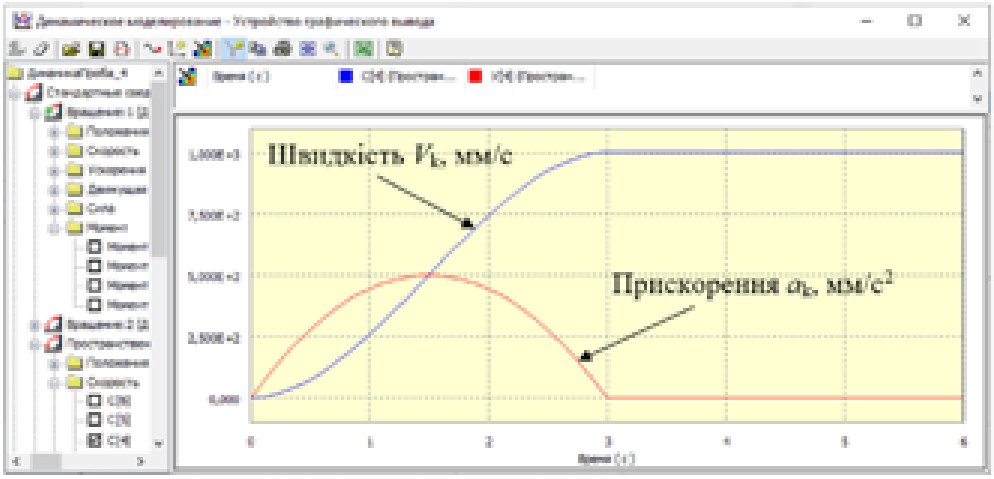


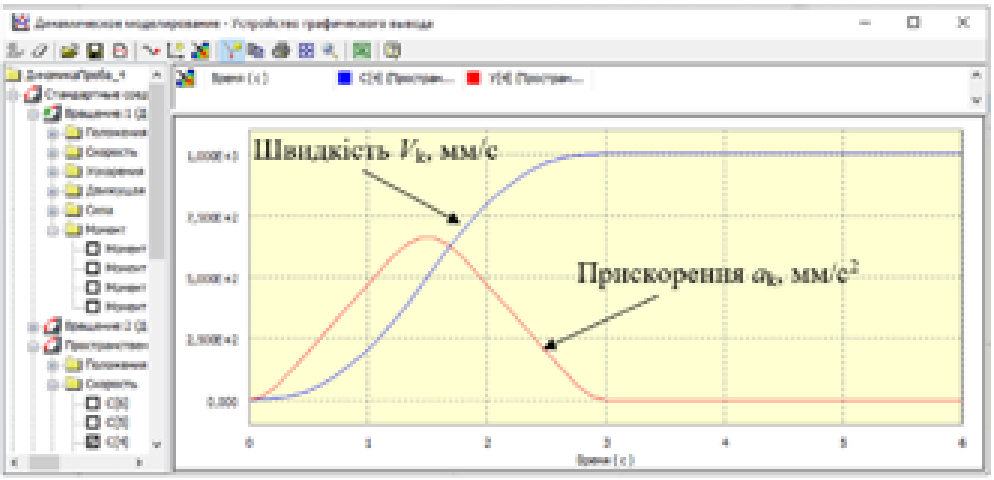
Рисунок 1 – Діалогове вікно властивостей стандартного з'єднання "обертання"

Результати моделювання зміни швидкості та прискорення крану, представлені у вигляді графіків, приклад деяких з них наведено на рисунку 2.

При вимушеному русі визначаються силові параметри, необхідні для здійснення переміщення. Порівняльний графік зміни крутного моменті на осі приводних коліс наведено на рисунку 3. Максимальні значення виникають при використанні закон зміни швидкості у вигляді модифікованого трапезоида – $M_{кр}$, = 1521·10^3 Н·мм.



а)



б)

Рисунок 2 – Швидкість та прискорення крану при кубічному законі зміни (а) швидкості приводних коліс та у вигляді модифікованого трапезоида (б)

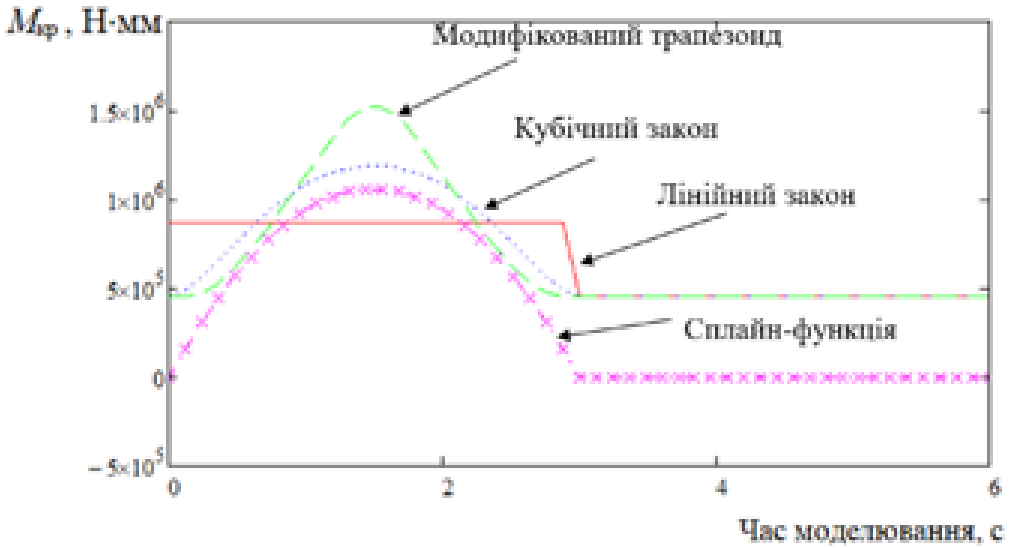


Рисунок 3 – Прискорення крану, при різних варіантів закону зміни швидкості приводних коліс

Для подальшого аналізу наруженно-деформованого стану металоконструкції головної балки мостового крану було обрано розрахункове положення, що відповідає максимальним значенням прискорення.

В результаті проведення імітаційного моделювання просторового руху мостового крану в середовище "Динамічне моделювання" Autodesk Inventor, дозволяє крім кінематичного аналізу розраховувати силові характеристики діючих у шарнірі зусиль: компоненти зусилля у напрямку відповідних координатних осей; рівнодіючу зусилля; компоненти моментів сил відносно відповідних координатних осей; рівнодіючу моменту сил.

Реакція у відповідних шарнірах головної балки мостового крану (рис. 4) з урахуванням динамічного навантаження, дозволили отримати епюри напружено-деформованого стану, що представлені на рисунку 5.

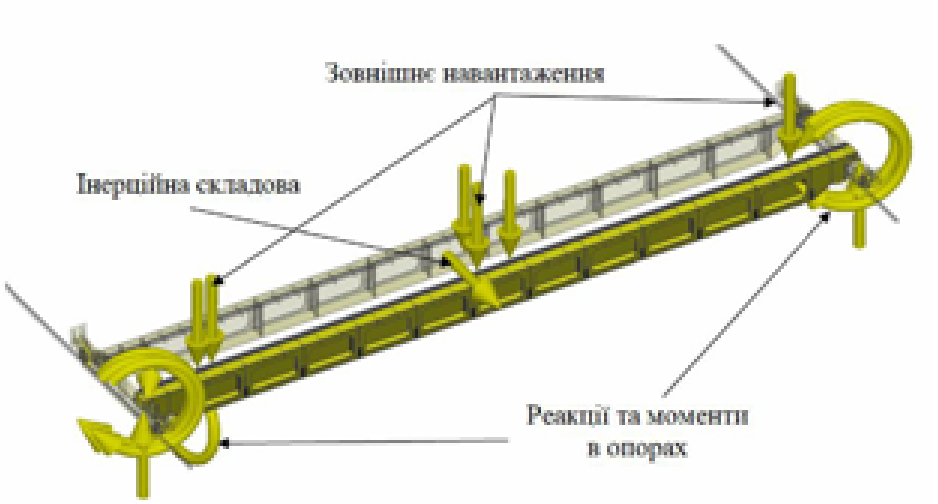


Рисунок 4 – Розрахункова схема з урахуванням динамічного навантаження

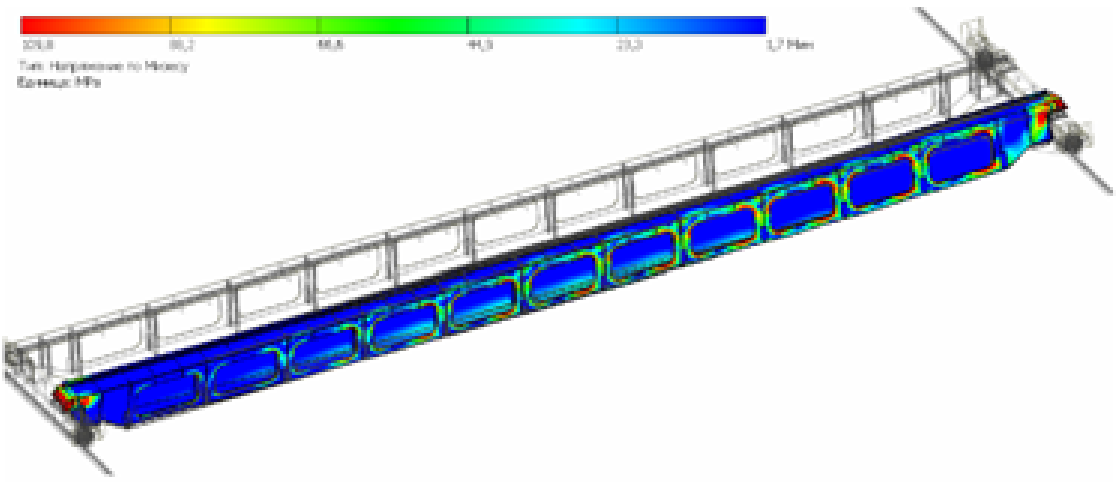


Рисунок 5 – Епюри розподілення еквівалентних напружень по Мізесу в головній балці мосту при динамічному навантажені

Для порівняння впливу кінематики перехідного процесу розгону мостового крану на навантаженість металоконструкції було проведено розрахунки при статичному навантажені.

Співставлення результатів показує, що при врахуванні динамічного навантаження, загальний напружений стан збільшився на 13 %, а загальний деформований стан на 16 %.

Література

1. Механізми пересування мостових кранів: монографія / Є.Д. Слепужніков, Н.М. Фідровська, І.С. Варченко. – Харків: НУЦЗУ, 2019. – 124 с.

2. Ловейкін В.С. Динаміка машин / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. – К.: ЦП „КОМПРИНТ", 2013. – 227 с.

3. Шевченко І.А., Васильченко Т.О. Динаміка машин : навчальний посібник. Запоріжжя: ЗДІА, 2018. 160 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ ЕКСКАВАТОРНОГО РОБОЧОГО УСТАТКУВАННЯ ОБЛАДНАНОГО ВІБРОУЩІЛЬНЮВАЧЕМ

Кириченко О.Л., магістр

Науковий керівник – доцент, к.т.н Ярижко О.В.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Аналіз основних характеристик віброущільнювачів відомих виробників показав, що вони характеризуються наступними параметрами: мінімальна та максимальна вага базової машини, сила ущільнення, вага віброплити, площа робочої поверхні, реалізуємий тиск на грунт.

Рівень динамічної навантаженості елементів робочого устаткування можна оцінити коефіцієнтом динамічності $k_д$.

$$k_д = \frac{P_{уш}}{P_{ст}} = \frac{P_{уш}}{m_{тр} \cdot g}$$

де $P_{уш}$ – сила ущільнення, кН.

$P_{ст}$ – статичне навантаження, кН

$m_{тр}$ – вага вібротрамбовки, т

Графік зміни коефіцієнта динамічності $k_д$. в залежності від типорозміру віброущільнювачів (ваги) наведено на рисунку 1. Значення $k_д$ змінюється в великому діапазоні від 6,1 до 13,5. Тому питання впливу віброущільнювачів на міцність та довговічність елементів основного робочого устаткування екскаваторів (стріла та рукоять) є актуальними.

Об'єктом дослідження є процес навантаження елементів екскаваторного робочого устаткування, обладнаного віброущільнювачем .

Метою дослідження є розробка імітаційної моделі механічної системи в пакеті Autodesk Inventor для дослідження динаміки перехідних процесів багатоланкових механічних об'єктів при дії вібраційного навантаження.

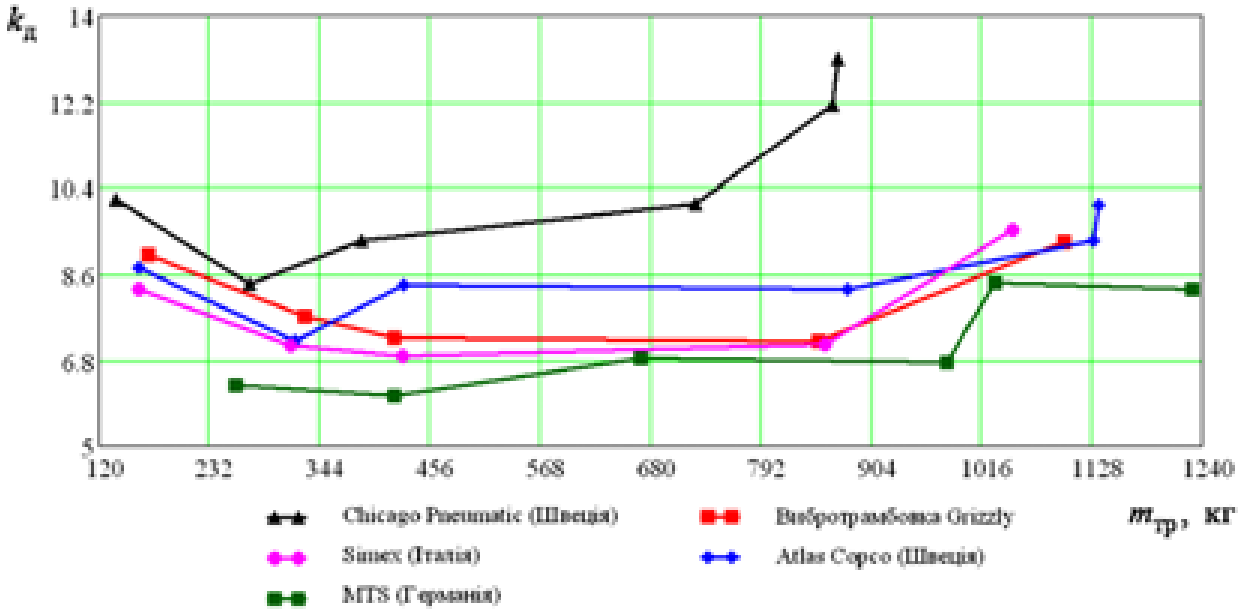


Рисунок 1 – Графік залежності коефіцієнта динамічності від ваги віброущільнювачів

3-D модель складальних одиниць робочого обладнання екскаватора будувалося за допомогою системи тривимірного твердотільного моделювання «Autodesk Inventor» [3].

Для проведення динамічного аналізу використовують складальну модель у вигляді копії збірки вузла, яка виключає всі деталі, відсутність яких не впливатиме на результати проведених розрахунків. Також слід враховувати, що виконання компонентів складальної моделі можливе без урахування таких елементів, як допоміжні отвори, фаски, канавки та інші, відсутність яких не впливатиме на результати моделювання. Виконання моделі за таким принципом дозволить спростити процедуру побудови та управління процесом моделювання, що в цілому підвищить продуктивність [1,2].

Для імітації зовнішніх сил опору використовуємо з'єднання "пружинний амортизатор" (рис. 2). Замість пружного елемента конструкції – бокового буфера (гумовометалевий віброізолятор) використовуємо з'єднання "спіральна пружина" (рис. 3). Збуджуючу силу викликає обертання валів з дебалансами. У вікні параметрів з'єднання "обертання" (рис. 4) обираємо вкладку "вимушений рух" з параметром постійна швидкість, що дорівнює 2400 об/хв, тобто 13200 град/с.

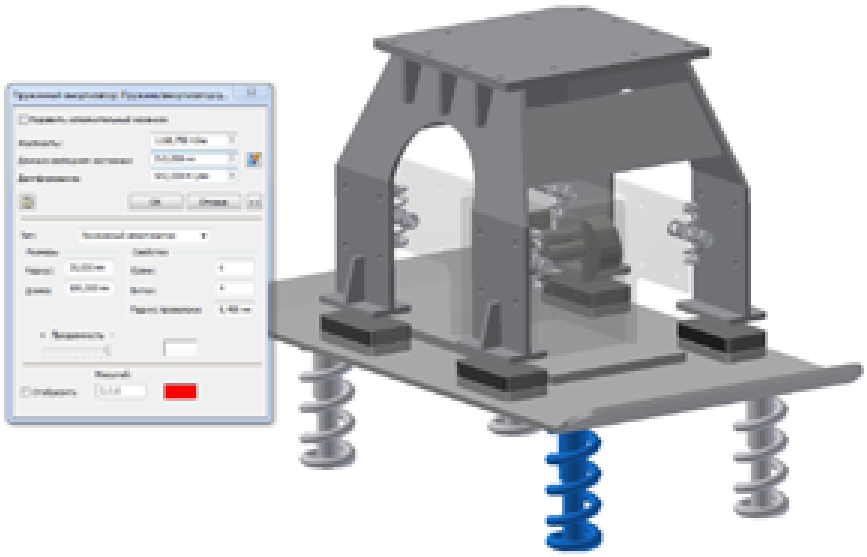


Рисунок 2 – Визначення зовнішньої сили опору

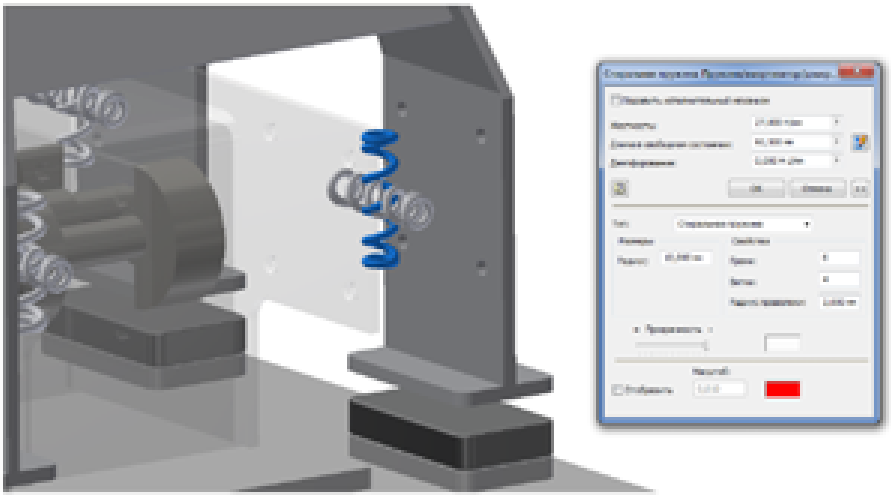


Рисунок 3 – Визначення параметра "жорсткість" бокового буфера (гумовометалевий віброізолятор)

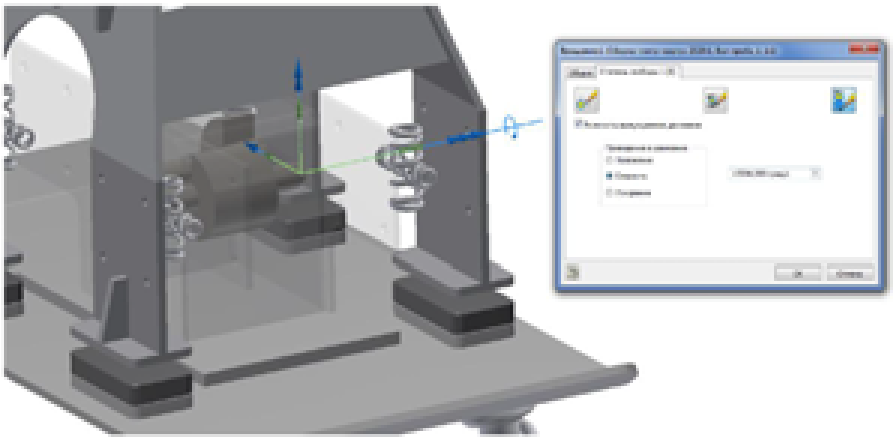


Рисунок 4– Визначення параметра "вимушений рух" валів з дебалансами

Розрахункове положення екскаватора (рис. 5) відповідає випадку коли оператор екскаватора спираючись на робоче устаткування вивішується на задній частині ходового обладнання. Тому крім збуджуючої сили $F(t)$ на опорну поверхня діє ще статична складова ваги екскаватора F_{CT} $F_{\text{д}}(t) = F_0 \sin(\omega \cdot t) + F_{CT}$.

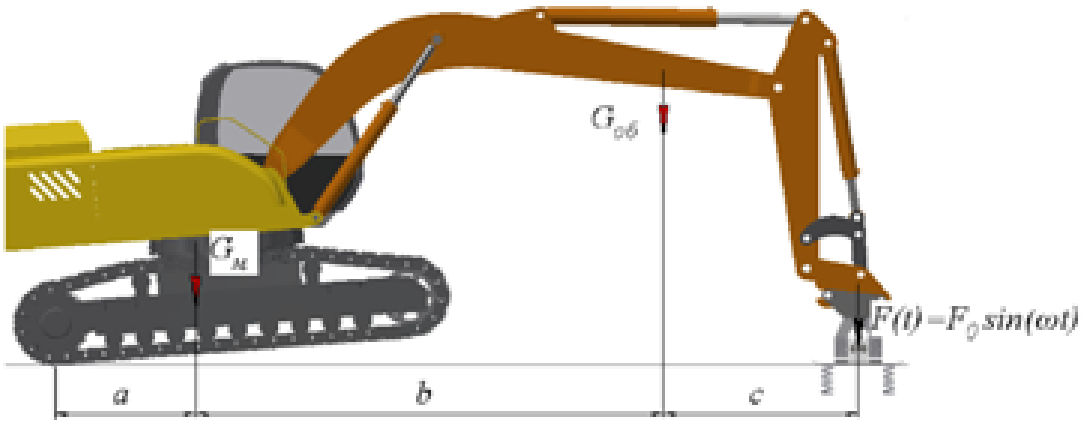


Рисунок 5 – Розрахункова схема екскаватора

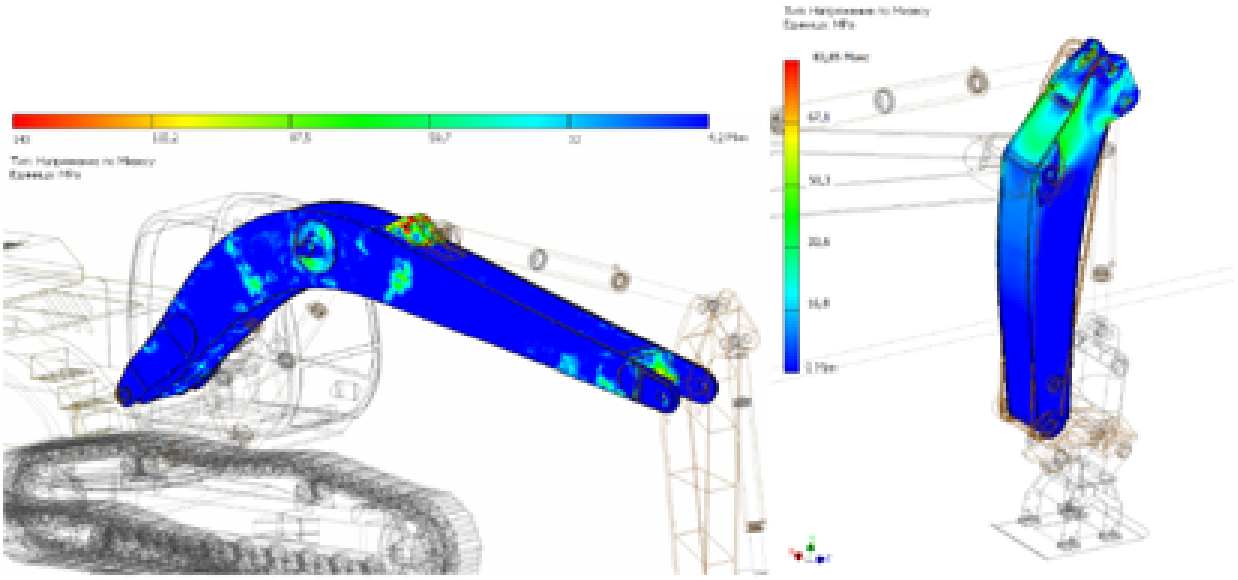


Рисунок 6 – Епюри розподілення еквівалентних напружень по Мізесу в стрілі та рукояті екскаватора

Результати розрахунків показали (рис. 6), що умови міцності забезпечуються по всій довженні елементів робочого устаткування екскаватора. Найбільш напруженими є кронштейни кріплення гідроциліндрів курування. Це може свідчити про те, що досить тривале використання віброущільнювача може приводити до появи тріщин.

Література

1. Динамічне моделювання механізмів верстатів та машин в Autodesk Inventor: навч. посіб. Навчальне електронне видання. [для студ. вищ. навч. закл.] / В.М. Гейчук, С.В. Вакуленко. - Київ: НТУУ "КПІ", 2015. – 167 с.

2. Waguespack C. Mastering Autodesk Inventor 2015 and Autodesk Inventor LT 2015: Autodesk Official Press. Sybex. 2014. - 1056 pages.

3. http://help.autodesk.com/view/INVNTOR/2023/RUS/

ДОСЛІДЖЕННЯ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА ЗУСИЛЛЯМ В 340 кН ДЛЯ НАХИЛУ СТРІЛИ БУРИЛЬНО-КРАНОВОЇ МАШИНИ

Спесивцев А. Ю., магістр групи М-55-23
Науковий керівник к.т.н., доцент Аврунін Г.А.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Розглянуті конструктивні особливості і технічні характеристики колісного трактора ХТЗ, на базі котрого розташовані механізми бурильно-кранової машини. Аналіз застосування бурових установое та бурильно-кранових машин наведений в роботах [1; 2].

За результатами аналізу функціонування об'ємного гідропривода стріли запропонована модернізована конструкція щодо нахилу бурильної стріли шляхом застосування аксіальнопоршневого насосу з автоматичними регуляторами зміни робочого об'єму – регуляторами тиску РТ та витрати РВ.

Згідно технічним вимогам до гідропривода нахилу бурильної стріли треба розрахувати механізм нахилу стріли з максимальним навантаженням в 340 кН від двох паралельних гідроциліндрів. При цьому час переміщення гідроциліндрів повинен дорівнювати не менш ніж 10 с, Передбачено

проведення статичних і динамічних розрахунків гідропривода. Статичний розрахунок передбачає визначення геометричних параметрів гідроциліндрів, зокрема діаметрів поршнів та штоків, визначення насосу необхідної подачі, розрахунок втрат потужності в гідроприводі і його ККД. Розрахунками також передбачено визначення ємності гідробака, діаметрів трубопроводів та втрат тиску за їх довжиною. Використання даних статичного розрахунку гідропривода з гідроциліндрами стріли бурильної машини в математичній моделі дає можливість проведення розрахунку його динаміки за допомогою пакету прикладних програм VisSim. Результати розрахунків слід проаналізувати щодо виникнення таких динамічних процесів як коливання тиску і швидкості переміщення гідроциліндрів.

Проведення розрахунків об'ємного гідропривода базується на використанні закону Паскаля та рівняння нерозривності робочої рідини з урахуванням її стисливості при насичені нерозчиненим повітрям, а також законами механіки Ньютона.

На рис. 1 представлена гідравлічна принципова схема удосконаленого гідропривода функціонування робочого обладнання машини БКМ щодо переміщення гідроциліндрів бурової та кранової стріл. Гідропривод складається з двох функціональних блоків насосного А і гідророзподільників (блок Б, до складу якого входять гідророзподільникі Р1…Р3), гідроциліндрів Ц1…Ц5, регульованого дроселя ДР, гідробака Б, фільтра Ф і рукавів високого тиску РВТ, приводного двигуна ДВЗ.

Насосна установка (блок А) складається з аксиальнопоршневого насосу Н з похилим диском, зміною нахилу кута якого регулюється робочий об'єм насоса. Насос всмоктує робочу рідину з бака Б і нагнітає її в гідроситему через регульований дросель ДР з електричним пропорційним керуванням. Сигнал керування У діє на дросельний золотник в бік відкриття дроселювальної щілини. При відсутності електроживлення У за допомогою пружини дросель перекриває прохід робочої рідини.

Система регулювання насоса Н має гідроциліндр Цн зміни кута похилого диску і двох регуляторів: РР – регулювання витрати (подачі) насоса і регулятора тиску РТ. Регулятор тиску РТ діє за керуючим сигналом від лінії нагнітання насоса $p_н$ і регулює переміщення поршня гідроциліндра Цн тільки в тому випадку, коли тиск в гідроприводі досягає значення налаштування пружини регулятора. В цьому випадку поршень переміщує шток гідроциліндра Цн і похилий диск насоса Н в положення, що відповідає мінімальному куту нахилу діска і мінімальному робочому об'єму і подачі насоса. Подача насоса на такому режимі тільки компенсує витоки робочої рідини.

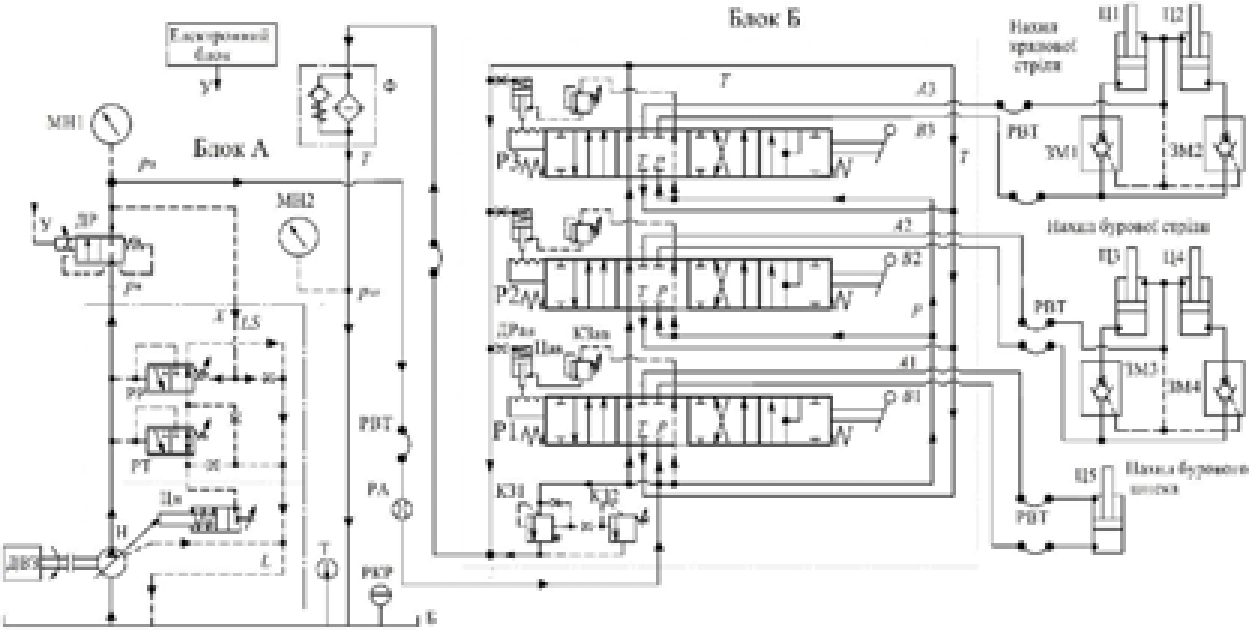


Рисунок 1 – Гідравлічна принципова схема переміщення гідроциліндрів бурильного та кранового обладнання

Висновки

Наведені у статті матеріали плануються до використання в кваліфікацій--ній роботі магістра.

Література

1. [Електронне джерело]/ https://uk.wikipedia.org/wiki/ (бурові установки)

(дата звернення 16.08.2024)

2. [Електронне джерело]/ https://budagromash.com.ua/wp-content/uploads /2021/12/catalog_product.pdf (дата звернення 16.08.2024)

РОЗРАХУНОК І ДОСЛІДЖЕННЯ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА ОБЕРТАННЯ РОБОЧОГО ОРГАНУ БУРИЛЬНО-КРАНОВОЇ МАШИНИ БКМ-2М

Колісник О. В., магістр групи М-55-23
Науковий керівник к.т.н., доцент Аврунін Г.А.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Розглянуті конструктивні особливості бурильно-кранових машин на базі колісних тракторів ХТЗ, технічні характеристики бурильного та кранового обладнання, застосовані гідроприводи для виконання технологічних операцій. Згідно технічним вимогам до робочого органу бурильно-кранової машини БКМ-2М, зокрема створення максимального крутного моменту в $M_м$=8600 Н.м, що розвивається гідромотором, і забезпечення частоти обертання бурового шнеку в 60 хв$^{-1}$ і при використанні основного ДВЗ приводу насосу з частотою обертання в 1800 хв$^{-1}$ проведений статичний розрахунок об'ємного гідропривода. Статичний розрахунок дає можливість визначити робочі об'єми гідромотора та насоса, ККД гідропривода, розрахувати параметри олива охолоджувача, ємності гідробака, діаметрів трубопроводів та втрат тиску за їх довжиною. Використання даних статичного розрахунку гідропривода обертання бурового обладнання в математичній моделі розрахунку його динаміки дає можливість за допомогою пакету прикладних програм VisSim

проаналізувати такі динамічні процеси як коливання тиску і частоти обертання гідромотора.

Проведення розрахунків об'ємного гідроприводa базується на використанні закону Паскаля та рівняння нерозривності робочої рідини з урахуванням її стисливості при насичені нерозчиненим повітрям, а також законами механіки Ньютона.

Бурильно-кранова машина БКМ-2М (рис. 1) створена ТОВ «МК «БУДАГРОМАШ» (м. Пирятин, Полтавська обл.) на базі колісних тракторів і призначена для буріння шурфів під опори ліній електропередач в грунтах, які не мають включень скельних порід і для установки опор в шурфи [1; 2]. Машина БКМ-2М може бути також застосована при виконанні будівельно-дорожніх робіт.

Машина БКМ-2М є навісним обладнанням на трактор ХТЗ-249К.20 та ХТЗ-248К.20.

Машина БКМ-2М повинна експлуатуватися при температурі навколишнього середовища від мінус 10°С до плюс 40°С і відносній вологості повітря не більше 80%.. Кліматичне виконання - УХЛ 1 за ГОСТ15150-69. Температура грунту, в якому виконується буріння, повинна бути не нижче, ніж 0°С.



Рисунок 1 – Бурильно-кранова машина моделі БКМ-2М

Машини БКМ випускаються з механічним або гідравлічним приводами обертання бура. Привід підйому і опускання бурильної і установочної стріл – гідравлічний.

Основні технічні дані і характеристики БКМ-2М відповідають значенням, що наведені в табл. 1.

На етапі розробки гідравлічної принципової схеми гідропривода обертання бурового обладнання передбачено застосування системи «насос-гідромотор» із замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини. Така гідравлічна схема з використанням аксіальнопоршневого насоса з регульованим робочим об'ємом дає можливість підвищити енергозбереження при роботі бурового обладнання і забезпечити дистанційне керування.

Таблиця 1 – Основні технічні дані і характеристики машини БКМ-2М

Найменування показника	Значення
1 Діаметр шурфу, мм	400
2 Глибина шурфу, мм	2500
3 Мінімальна частота обертання шнека, $хв^{-1}$	80
4 Максимальна частота обертання шнека, $хв^{-1}$	150
5 Вантажопідйомність підйомного обладнання, кН	20
6 Висота підйому гака, мм	7000
7 Максимальна довжина опор, які встановлюються, мм	12000
8 Максим. швидкість транспортного засобу з БКМ-2М, км/год.	30
9 Маса БКМ-2М, кг	2050
10 Габаритні розміри БКМ-2М в транспортному положенні, мм, Довжина х ширина х висота	11500 х 2500 х 3300

Висновки

Наведені у статті матеріали плануються до використання в кваліфікаційній роботі магістра.

Література

1.Бурильно-кранова машина БКМ-2М / Паспорт: БКМ-2М.00.00.000ПСТОВ. - ТУ У 29.5-42283450-001:2020 // ТОВ «МК БУДАГРОМАШ» . – 2024 - 12 с.

2.Бурильно-кранова машина БКМ-2М / КЕРІВНИЦТВО З ЕКСПЛУАТАЦІЇ: БКМ-2М.00.00.000КЕ // ТОВ «МК БУДАГРОМАШ». - 2024. – 28 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА ЗАДНЬОГО НАВІСНОГО ОБЛАДНАННЯ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ХТЗ-181.22

Колісник К. В., магістр групи М-55-23
Науковий керівник к.т.н., доцент Аврунін Г.А.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Розглянуті конструктивні особливості і технічні характеристики гусеничного трактора ХТЗ-181.22 новітньої розробки. Зокрема проаналізований об'ємний гідропривод заднього навісного обладнання, який пройшов модернізацію завдяки застосуванню гідророзподільників секційного типу з системою енергозбереження LS з вмонтованим регуляторами постійності витрати і використанню шестеренного насосу в чавунному корпусі, що підвищило надійність роботи гідропривода. Згідно технічним вимогам до заднього навісного пристрою з поршневим одноштоковим гідроциліндром, який повинен розвивати тягове зусилля в 170 кН і при цьому мати повне переміщення за 2,2 с при використанні в якості приводу насоса основного дизельного ДВЗ з частотою обертання 1800 $хв^{-1}$, передбачено виконання статичних і динамічних розрахунків гідропривода. Статичний розрахунок передбачає визначення геометричних параметрів гідроциліндра,

визначення насосу необхідної подачі, розрахунок втрат потужності в гідроприводі і його ККД. Розрахунками також передбачено визначення ємності гідробака, діаметрів трубопроводів та втрат тиску за їх довжиною. Використання даних статичного розрахунку гідропривода з гідроциліндром заднього навісного пристрою в математичній моделі розрахунку його динаміки дає можливість за допомогою пакету прикладних програм VisSim проаналізувати такі динамічні процеси як коливання тиску і швидкості переміщення гідроциліндра.

Проведення розрахунків об'ємного гідропривода базується на використанні закону Паскаля та рівняння нерозривності робочої рідини з урахуванням її стисливості при насичені нерозчиненим повітрям, а також законами механіки Ньютона.

Харківський тракторний завод» (ХТЗ) є найбільшим в Україні підприємством з виробництва уніфікованих гусеничних та колісних сільськогосподарських тракторів. ХТЗ виробляє колісні трактори потужністю 180-240 к.с., гусеничні трактори потужністю 190 к.с. [1; 2].

Гусеничні трактори ХТЗ-181.20 і в комплектації з гумовотросовою гусеницею 181.22 (рис. 1) - сільськогосподарські, загального призначення, тягового класу 4-5, використовують цілий рік в районах з помірнім кліматом Зокрема, ХТЗ-181.22 - це модернізована версія трактора Т-150-05-09, яка, в поєднанні з модифікованою трансмісією, ходовою (встановлено гумотросову гусеницю), системами управління, ергономічним дизайном і підвищеним комфортом для оператора.

Трактори призначені для виконання енергоємних сільськогосподарських и транспортних робіт. Трактори також рекомендуються для використання з бульдозерним обладнанням, тому слід приділити цій новітній розробці ХТЗ с точки зору перспектив застосування як базових в будівельно-дорожніх машинах.



Рисунок 1 - Трактори ХТЗ-181.20 і ХТЗ-181.22

Трактор обладнаний роздільно-агрегатною гідравлічною системою. Управління розподільником здійснюється з кабіни важелями. Гідроциліндр двосторонньої дії встановлений на рамі трактора. Шток гідроциліндра шарнірно пов'язаний з важелем навісного пристрою/ Схема розміщення на тракторі ХТЗ-181.20 агрегатів гідросистеми приведена на рис. 2.

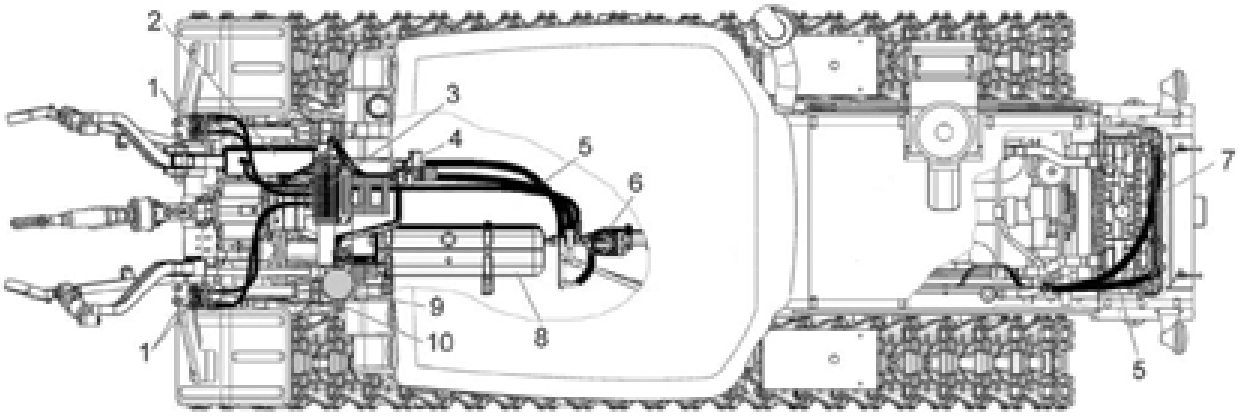


Рисунок 2 – Схема розміщення на тракторі ХТЗ-181.20 агрегатів гідросистеми: 1 – муфти з'єднувальні; 2 – гідроциліндр; 3 – гідророзподільник; 4 – розподільник потоку рідини; 5 – рукава і трубопроводи; 6 – насос; 7 – радіатор; 8 – бак для оливи; 9 – фільтр магістральний; 10 – фільтр заправний

Висновки

Наведені у статті матеріали плануються до використання в кваліфікаційній роботі магістра.

Література

1. [Електронне джерело] : http://xtz.ua/ua/tractory/ (дата звернення 16.08.2024)

2.[Електронне джерело] https://uk.wikipedia.org/wiki/Харківський_тракторний_завод (дата звернення 16.08.2024)

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОВНОПРИВІДНОЇ БУДІВЕЛЬНОЇ МАШИНИ

Бугаєнко Д.В., аспірант
Науковий керівник к.т.н., доцент Ковалевський С.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Різноманітні будівельні машини доволі часто використовуються при виконанні земляних робіт в дорожньому та лісотехнічному будівництві, а також у вугільній і гірничодобувній галузях. Аналіз роботи самохідної пневмоколісної техніки дозволяє зробити висновок про недостатність тягових якостей машин, що призводить до зменшення продуктивності виконання запланованих обсягів робіт [1,2].

Серед багатьох засобів підвищення ефективності будівельної техніки одним з найбільш поширених є використання повнопривідних машин [3], в яких передача крутного моменту на задню вісь здійснюється від основного або додаткового двигуна, що дозволяє збільшити продуктивність, але призводить до зміни навантажень, що діють в вузлах металоконструкції машини.

Таким чином, необхідність підвищення ефективності експлуатації пневмоколісної будівельної техніки з усіма провідними колесами за рахунок використання раціональних режимів роботи та визначення закономірностей

навантаження металоконструкції на основі створеної розрахункової схеми та математичної моделі є актуальним завданням.

Проведений аналіз конструкції і умов експлуатації пневмоколісної машини на прикладі самохідного скрепера дозволили визначити обгрунтовані обмеження, а також спростити створення розрахункової схеми та математичної моделі та проведення досліджень.

У якості припущень було прийнято можливість розгляду плоскої задачі при відсутності поздовжнього і поперечного ухилів.

В динаміці процесу копання грунту скрепером відомо, що тягова рама є пружним елементом, жорсткість якого значно нижче жорсткості інших вузлів металоконструкції машини, жорсткість скрепера в вертикальному напрямку визначається пружністю тягової рами та пневматичних коліс.

Опорна поверхня прийнята жорсткою без можливості деформування, поздовжні зусилля на провідних колесах обмежені зчіпними якостями рушіїв з опорною поверхнею, а пневматичні шини мають вертикальну пружність та в'язкі властивості.

Тягач і скрепер, розглядаються як абсолютно жорсткі тіла, що мають зосереджені маси, прикладені в координатах центрів тяжіння.

Відповідно до прийнятих припущень розрахункова схема напівпричіпного скрепера при копанні грунту (рис. 1), представлена двох масовою системою m_1, m_2, що здійснює поздовжні, вертикальні і кутові переміщення x, y, φ, в якій враховуються сили тяги на ведучих колесах тягача T_1, T_2 та скрепера T_3, реакції грунту на осях R_1, R_2, R_3, опір коченню коліс F_1, F_2, F_3, горизонтальна та вертикальна складові сили опору копання, прикладені до ножа скрепера R_G, R_B, сили тяжіння G_1, G_2.

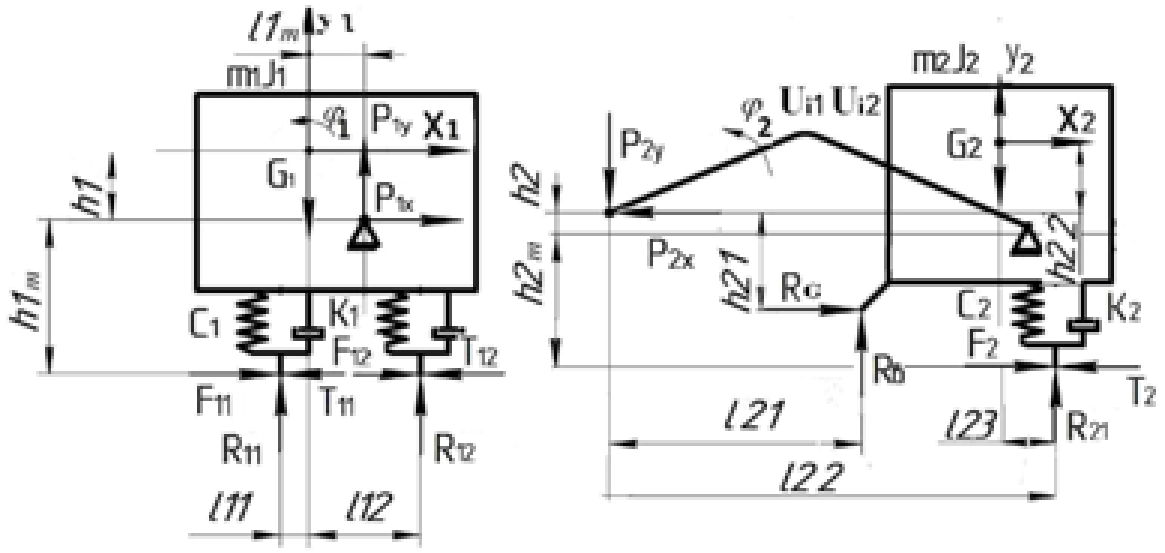


Рисунок 1 - Розрахункова схема напівпричіпного скрепера

Пружні зв'язки системи характеризуються коефіцієнтами жорсткості тягової рами скрепера в горизонтальній та вертикальній площині U_1, U_2, радіальною жорсткістю ведучих коліс тягача c_1, c_2 та скрепера c_3, з в'язким опором K_1, K_2, K_3.

Для складання рівнянь руху напівпричіпного скрепера щодо узагальнених координат були визначені швидкості центрів ваги мас тягача і скрепера, кінетичні енергії та їх похідні від швидкості та часу, узагальнені сили, що діють з боку ведучих коліс та тягової рами.

Сили, що діють на тягач та скрепер з боку передніх та задніх ведучих коліс дорівнюють:

$$R_1 = C_1[-y_1 + (l_1 + l_{1m})\varphi_1] + k_1[-\dot{y}_1 + (l_1 + l_{1m})\dot{\varphi}_1] \quad (1)$$

$$R_2 = C_1[-y_1 - (l_2 - l_{1m})\varphi_1 + k_1[-\dot{y}_1 - (l_2 - l_{1m})\dot{\varphi}_1] \quad (2)$$

$$R_3 = C_2(-y_2 + l_{22}\varphi_2) + k_2(-\dot{y}_2 - l_{22}\varphi_2) \quad (3)$$

Сили, що діють на тягач та скрепер з боку тягової рами:

$$P_{ix} = U_{11}\Delta x_i + U_{12}\Delta y_i \quad (4)$$

$$P_{iy} = U_{21}\Delta x_i + U_{22}\Delta y_i \quad (5)$$

де Δx_i - подовження рами в горизонтальному напрямку, Δy_i - подовження рами в вертикальному напрямку.

Висновки

Розроблено розрахункову схему напівпричіпного скрепера з усіма ведучими колесами, на основі якої з урахуванням обгрунтованих обмежень та граничних умов, створено двохмасову математичну модель, що має можливість руху в трьох напрямках.

В результаті проведеного моделювання встановлено, що поздовжні деформації металоконструкції значно перевищують вертикальні.

Процеси навантаження мають однаковий характер,а зусилля в тяговій рамі скрепера з провідними передніми колесами на 21 – 46% перевищують діючі в машині з усіма ведучими колесами.

Найбільш раціональним слід визнати режим роботи, в якому сила тяги розподіляється порівну між тягачем і скрепером, що дає найменші діючі зусилля, а коефіцієнт динамічності дорівнює 1,2.

Література

1. Сукач М.К. Синтез землерийної і дорожньої техніки / М.К. Сукач, Є.В. Горбатюк – К., 2018. – 376 с.

2. Ковалевський С.Г. Дослідження навантаження скрепера з усіма провідними колесами / С.Г. Ковалевський // Наукові вісті Далівського університету. – Северодонецьк, 2020. - №18. - С. 22–27.

3. Ковалевський С. Г. Визначення раціональних параметрів роботи скреперного потяга / С. Г. Ковалевський, Л.В. Разарьонов, О. В. Ярижко // Наукові вісті Далівського університету – Сєвєродонецьк, 2019. №16 – С. 63-66

ПІДХІД ДО ВИЗНАЧЕННЯ МАКСИМАЛЬНОГО ВИЛЬОТУ РОБОЧОГО ОРГАНУ ПІД ЧАС РОБОТИ ЛІСОВОЇ МАШИНИ З ВАНТАЖЕМ ВІДОМОЇ ВАГИ

Луста Ю. Р. Аспірант,
Науковий керівник докт. техн. наук, професор Мачуга О. С.
Національний лісотехнічний університет України

Виконання робіт, пов'язаних з використанням начіпного обладнання, несе ризик виникнення зусиль, які можуть призвести до перекидання техніки. Зусилля, необхідне для перекидання маніпулятора, відрізняється в залежності від кута повороту стріли маніпулятора. Ця різниця зумовлена, перш за все, різною поздовжньою та поперечною стійкістю. Для втрати стійкості в поперечній площині необхідно менше зусилля, оскільки точка прикладення центру маси знаходиться ближче до точки, навколо якої відбувається обертання (точка контакту колеса з опорною поверхнею) в поперечній площині, ніж в поздовжній. Таким чином, момент, що протидіє перекиданню в поздовжній площині, є більшим.

Суттєвий вплив на стійкість має ухил місцевості та розміщення транспортного засобу відносно цього ухилу. При такому розміщенні плече сил, що протидіють перекиданню, зменшується, і коли точка центру маси перетинає точку, навколо якої відбувається обертання, перекидання відбувається без додаткових зовнішніх зусиль. Момент від сил, що діють на робочий орган, суттєво зменшує стійкість, якщо стріла повернута вниз відносно схилу, і навпаки, збільшує стійкість, якщо стріла направлена вгору відносно схилу.

Крім того, вплив навколишніх умов, таких як нерівності поверхні та змінні погодні умови, можуть додатково впливати на стійкість техніки. Нерівності поверхні можуть викликати додаткові коливання та зміщення центру маси, що збільшує ризик перекидання. Зміни погодних умов, зокрема дощ або сніг, можуть знижувати коефіцієнт тертя між колесами та

поверхнею, що також підвищує ймовірність втрати стійкості. Таким чином, для забезпечення безпечної експлуатації техніки необхідно враховувати всі ці фактори та проводити детальний аналіз можливих ризиків.

Дослідження стійкості є важливою інженерною задачею, що дозволяє забезпечити безпеку під час експлуатації та знаходження нових інженерних рішень для запобігання аварійних ситуацій в майбутньому. Для вирішення задач такого типу пропонується застосовувати принцип суперпозиції сил [1]. Цей принцип дозволяє враховувати як статичні, так і нестаціонарні фактори, що виникають під час виконання технологічних операцій. В основу математичної моделі покладено харвестер рис. 1, що здійснює заготівлю деревини на похилій поверхні з природним покриттям. Ця модель дозволяє визначити момент втрати стійкості та не передбачає подальшого аналізу. Модель є універсальною і дозволяє здійснювати розрахунки для будь-яких типів техніки, що використовують робочий орган у вигляді стріли з маніпулятором.

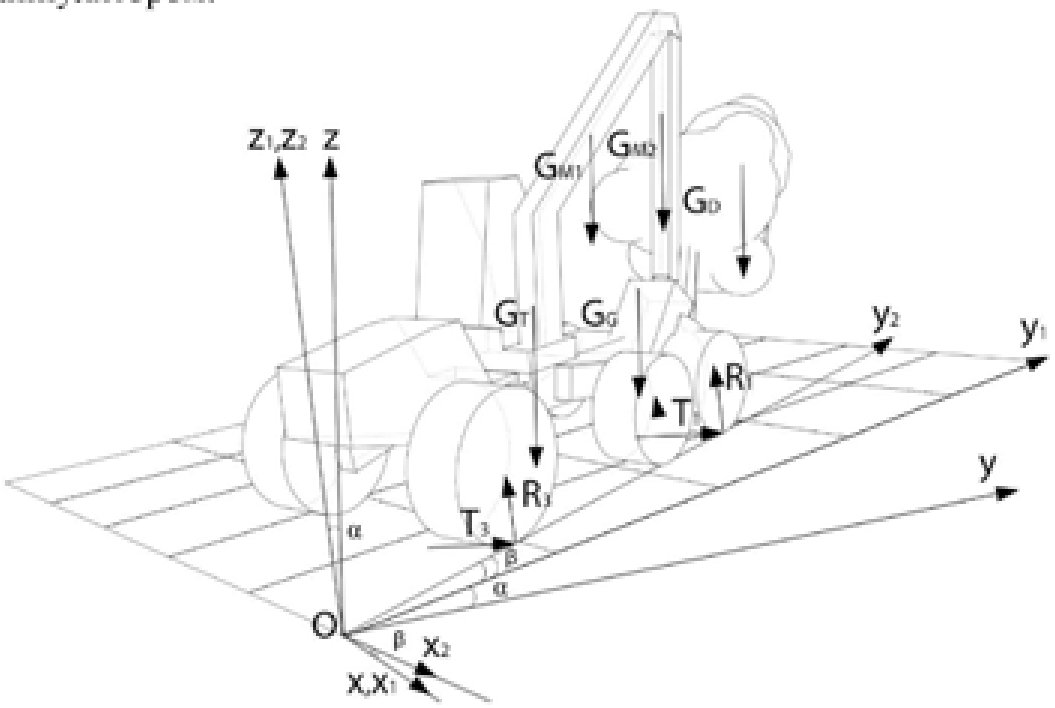


Рисунок 1 – Математична модель харвестера, що виконує роботу на ухилі.

Умовою виникнення небезпечної ситуації (перекидання) є втрата контакту з

опорною поверхнею одного з коліс, тобто сила нормальних реакцій є рівною нулю (1).

$$R_n = R_n^G + R_n^A + R_n^N = 0, \quad (1)$$

де R_n – сумарна реакція на найменш навантаженому колесі, R_n^G – реакція від ваги елементів машини в транспортному положенні, R_n^A – реакція від асиметричного навантаження, R_n^N – реакція від нестаціонарної взаємодії.

Розглянемо тривісний харвестер (Рис. 1), який рухається площиною AOB, кут повороту системи координат $Ox_1y_1z_1$ площини AOB навколо осі Ox, горизонтальної системи координат $Oxyz$ – α, кут повороту системи координат харвестера $Ox_2y_2z_2$ навколо осі Oz_1 $-\beta$. Стріла маніпулятора здатна робити повний оберт навколо осі кріплення, кут повороту стріли маніпулятора γ.

Для виконання розрахунків доцільно використовувати систему трьох рівнянь статичної взаємодії [2].

$$\begin{cases} R_1 + R_2 + R_3 = 0; \\ R_1 \cdot a - (G_D + G_G) \cdot (L_1 + L_2 + a) \cdot \cos\alpha \cos\gamma = 0; \\ (-R_3 + R_2) \cdot b / 2 - (G_D + G_G) \cdot (L_1 + L_2 + a) \cdot \cos\alpha \sin\gamma = 0. \end{cases} \quad (2)$$

де γ – кут повороту стріли маніпулятора від напрямку руху праворуч, b – ширина машини, a – база машини, $L_{M1,2}$ – довжина першої та другої ланки маніпулятора, $G_{G,D}$ – сила від ваги головки маніпулятора та дерева відповідно.

Прирівнявши R_3 до нуля можна отримати рівняння для визначення граничного вильоту стріли маніпулятора для повороту стріли маніпулятора за годинниковою стрілкою (3). Для визначення граничного вильоту стріли маніпулятора проти годинникової стрілки слід R_2 прирівняти до нуля (4).

$$L = \frac{ab}{-a-(G_G+G_D)\cdot\cos\alpha\cos\gamma\cdot b-(G_G+G_D)\cdot\cos\alpha\sin\gamma\cdot 2\cdot a} \quad (3)$$

$$L = \frac{ab}{a-(G_G+G_D)\cdot\cos\alpha\cos\gamma\cdot b-(G_G+G_D)\cdot\cos\alpha\sin\gamma\cdot 2\cdot a} \quad (4)$$

Для прикладу, дана методика була застосована для харвестера Valmet 911.3 В результаті отримано діаграму залежності вильоту стріли маніпулятора від кута повороту стріли маніпулятора рис. 2.

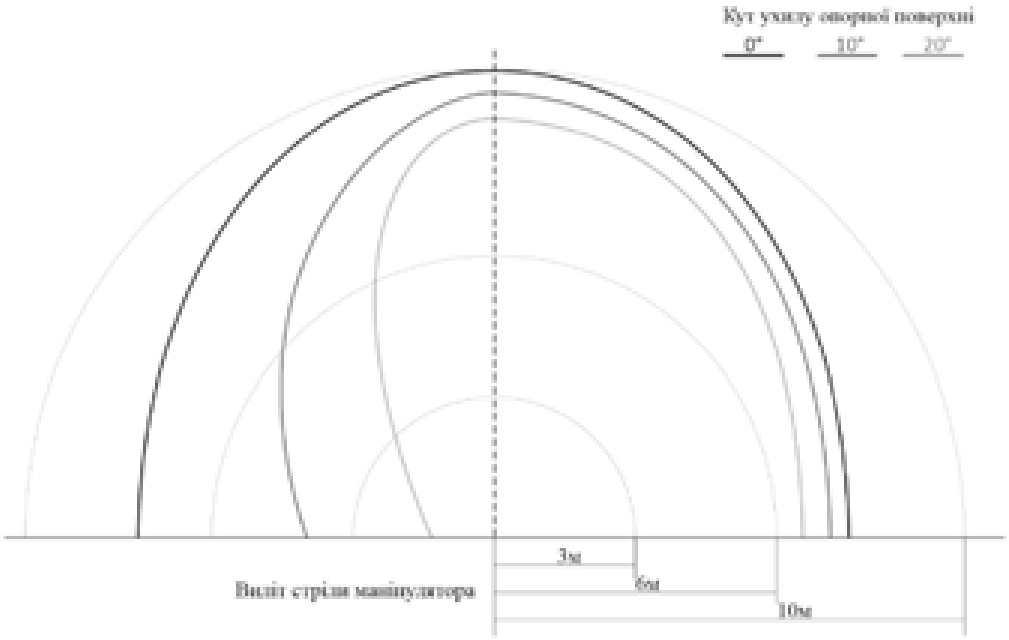


Рисунок 2 – діаграма максимального вильоту стріли маніпулятора

Технічні характеристики харвестера Valmet 911.3: вага – 159,7 кН, вага I секції маніпулятора – 4,6 кН, вага II секції маніпулятора – 3,5 кН, вага харвестерної головки – 12,2 кН, довжина I секції маніпулятора – 5 м, довжина II секції маніпулятора – 5 м, ширина колії – 2,72 м, база – 4,15, вага стовбуру – 26,1 кН. Даний розрахунок проведено для трьох різних кутів ухилу місцевості 0^0, 10^0, 20^0.

Висновки

В результаті дослідження отримано діаграму, яка дає візуальне

розуміння допустимого вильоту стріли маніпулятора. Діаграму доцільно використовувати під час планування робіт та розуміння розміщення транспортного засобу відносно вантажу.

Мінімальним є виліт, коли стріла розміщена паралельно поперечному перетину харвестера. Також зі збільшенням кута ухилу місцевості мінімальний виліт стрімко зменшується з лівого боку (стріла повернута донизу) та майже немає впливу з правого (стріла повернута догори).

Максимальним є виліт під час розміщення вантажу уздовж корпусу харвестера. Є назначене зменшення в залежності від ухилу місцевості, яке обумовлене загальним зниженням стійкості від роботи на похилій поверхні.

З діаграми можна зробити висновок про велику різницю між мінімальним та максимальним вильотом стріли так максимальний виліт становить 10 м, мінімальний – 1,7м.

Використання даної діаграми зможе збільшити продуктивність роботи на місцевості з складним рельєфом використовуючи правильне позиціонування відносно вантажу.

Література

1. Луста Ю. Р. Метод суперпозиції сил у дослідженні безпечних умов експлуатації лісозаготівельних машин під дією асиметричних навантажень [«Сучасні технології у промисловому виробництві»], (м. Суми, 18–21 квітня 2023 р.). – С. : СДІ, 2023. – С. 232–233.
2. Мачуга О. С., Луста Ю. Р. Обгрунтування розрахункової моделі харвестера на ухилі [«Карпатська школа 2024»], (21-25 лютого).
3. Ahmadi, I. Development of a tractor dynamic stability index calculator utilizing some tractor specifications. Turkish J. Agric. For. 2013, 37, 203–211.

МАШИНИ ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ



STUDY OF THE INFLUENCE OF THE LONGITUDINAL SLOPE OF THE BEARING SURFACE ON THE TRACTION CAPABILITIES OF A WHEELED EARTH-MOVING MACHINE

Borsch Y.O., bachelor's student
Scientific supervisor. Ph.D., Associate Professor Shevchenko V.A.
Kharkiv National Automobile and Road University

In accordance with standard calculation methods, the nominal tractive effort T_n of a wheeled earth-moving machine (EMM) is determined for the design case when the machine is placed on a horizontal surface. The relationship recommended for the calculation is as follows:

$$T_n = \min \begin{cases} T_\varphi = k_n \varphi_{cq} mg \\ T_N = \dfrac{N \eta_{mp}}{\upsilon} \end{cases}, \qquad (1)$$

where T_φ - traction force, determined by the conditions of traction of the drive wheels of the machine with the supporting surface;

T_N - tractive effort determined by the engine power of the machine;

k_n - coefficient of weight redistribution between driving and driven axles of the EMM;

φ_{cq} - coefficient of grip of the driving wheels of the machine with the supporting surface;

m – machine weight;

g – free fall acceleration;

N – power of the engine (ICE) of the EMM at nominal crankshaft speed. At full fuel supply, this will be the maximum power realised by the internal combustion engine;

η_{mp} - Efficiency of EMM transmission;

υ - travel speed of the machine at a given gear.

It should be noted that modern wheeled EMM are equipped with diesel engines with power 20 ÷ 25% higher than the required design power. Such machines are called energy-rich machines. Such decision is dictated by the necessity to facilitate the operation mode of the internal combustion engine and thus to increase its reliability. The analysis of dependence (1) for energy-intensive machines allows us to draw the following conclusions:

- in the range of the lowest gears when the operating speed of the EMM is within the recommended range from 0,8 m/s to 1,2 ÷ 1,4 m/s it is expected that the nominal traction T_n force will be equal to the traction force under the conditions of traction of the driving wheels of the machine with the supporting surface T_φ;

- на более высоких передачах, когда υ > 1,2 ÷ 1,4 м/с, номинальное тяговое усилие будет равно тяговому усилию T_N, определяемому по мощности двигателя ЗТМ (рис. 1).

- at higher gears, when υ > 1.2 ÷ 1.4 m/s, the nominal tractive force will be equal to the tractive force T_N, determined by the EMM engine power (Fig. 1).